

Design of the Hollow Stabilizer

This article summarizes fundamental items in designing a hollow stabilizer based on several experimental results. First, the authors proceeded an experiment regarding a relationship between a weight saving rate (wall thickness ratio of a pipe) and fatigue property, and made clear that as weight saving is increased, that is, as a wall thickness ratio of a pipe becomes smaller, fatigue property is reduced. Further, we performed detailed stress measurement, and made clear that a stress exerted on a hollow stabilizer is entirely different from that of a solid stabilizer and, as weight saving is increased, a stress (main stress) is further increased.

3.1 Weight saving rate and fatigue property

Although it is easily predicted that, by increasing weight saving, that is, decreasing a wall thickness (ratio) of a pipe in design of a hollow stabilizer, fatigue property as a stabilizer is reduced, it is an important point to quantitatively grasp a relationship between weight saving and fatigue property. Then, regarding four kinds of pipe materials (STKM 17A) and center protruded materials (S50C) having an equal diameter (24mm) and different wall thicknesses as shown in Table 1, comparison of fatigue property was performed.

A fatigue test was performed using a simple sample having an one side half - shaped stabilizer as shown in Fig.2, under both grasping stress. Results are shown in Fig.3. A stress value of an ordinate axis in Fig.3 was obtained by a computational equation (annex 1) used in design of a solid stabilizer. In calculation, since all external diameters are the same,

stresses become equal at the same deflection. From Fig.3, it is seen that fatigue property of a hollow material is inferior to that of a solid material and, as a wall thickness ratio of a hollow material becomes smaller, fatigue property is further reduced.

(1) A fatigue strength of a hollow stabilizer is reduced as a weight saving rate is increased, that is, a wall thickness ratio of a pipe becomes smaller.

特願 2001-339846

ページ： 27/
(27)

【物件名】 甲第5号証

F358

甲第5号証

【添付書類】



120

ISSN 0385-6917

F358
(仮文)

ばね論文集

1983

第 28 号



株式会社 日本科学技術情報センター

<9>830400032

F358AAR

M1

[28]
83.03.31

83.05.17

日本ばね工業会
ばね技術研究会

(28)

2

目 次

技術論文

ばね鋼の破壊じん性に関する研究	小曾根敏夫・横手信久・栗本 勝	1
ばね鋼の変形特性と熱間変形抵抗	綾田倫彦・東野豊之・井上開次	6
二段二重直復線返し変動ひずみ下での線材のねじり疲れ強さ		
(第3報 齧食期間の影響)	元柳彰夫	14
各種高強度ばね用ステンレス鋼種の比較試験	小泉義明・林 博昭・下田秀明	23
はんだ被覆りん青銅板の接触性能	国井敏弘・池田 昭・武船孝史	39
中空スタビライザの設計	井上開次	46
中空スタビライザの耐久性について	樺口廣一・神谷修二	55
繩ばねの疲労破壊起点部の特徴について	小泉義明・下田秀明・青藤鉄夫	60
心金付一本ピンコイリングにおける工具配置と製品形状		
	対馬 一憲・久納孝彦・青藤邦茂	72
内外文獻紹介		81
編集後記		91

中空スタビライザの設計*

Design of the Hollow Stabilizer

井上 開次**

Kanji INOUE

自動車の軽量化の一環として、スタビライザ（アンチロールバー）の中空化が始まっている。本論文は中空スタビライザの設計に関するものである。中空スタビライザに生じる応力分布の構成が実験的に求められ、中空スタビライザにくらべて、全く異なる応力構成をしていることが確認された。パイプ係数を適用することによって、中空スタビライザの設計応力の予測が可能となった。また、応力測定の実測値は有限要素法による計算値と良く一致することも確認された。ここで得られた設計法に基づいて、疲労試験によって、中空スタビライザに適切なパイプ材料について有益な実験結果も得られた。

For the purpose of weight-saving of automobile, stabilizer (anti-roll bar) is now being designed by tube. This paper is mainly concerned with the basic consideration of designing hollow stabilizer. The mechanics of the stress distribution which occurs to hollow stabilizer, was obtained experimentally.

It was found that the stress condition of hollow stabilizer was entirely different from that of solid stabilizer. The application of pipe factor makes it possible to predict the design stress of hollow stabilizer. The experimental results have good agreement with the calculated results obtained by Finite Element Method. Following the design method obtained here, experiments were extended to fatigue tests, and much useful information for manufacturing hollow stabilizers, especially for appropriate tubing materials, was obtained.

1. 序論

スタビライザは、自動車の旋回時に車体のローリングを緩和し、乗り心地を改善する機能を有し、自動車の懸架機構上、重要な部品の一つである。近年、省資源、省エネルギーの観点から、自動車の軽量化が望まれており、スタビライザに関しては、従来の中空バーに替ってパイプを使用する、いわゆる中空スタビライザの実用化が望まれていた。

しかし、中空化と同時にスタビライザとしての耐久性（疲労特性）が低下する傾向が認められ、耐久性を十分に考慮した上での中空スタビライザの設計法の確立が必要となる。

本論文は中空スタビライザの設計における基本的な事項をいくつかの実験結果に基づいてまとめたものである。初めに、軽量化率（パイプの肉厚比）と疲労特性の関係について実験を進め、軽量化を増す、すなわちパイプの肉厚比が小さくなるにつれて、疲労特性が

低下することを明確にした。さらに、詳細な応力測定を行なうことによって、中空スタビライザに働く応力が中実スタビライザのそれと全く異なり、軽量化が増すにつれて応力（主応力）がさらに増加することを明らかにした。

応力測定結果に、曲り管（スタビライザの肩曲げ部）の特性値であるパイプ係数を適用することによって、中実スタビライザに対する中空スタビライザの設計応力の増加の推定が可能となった。

また、有限要素法（FEM）による計算値が実測値と比較的良く一致することを確認し、FEMを中空スタビライザの設計に適用できることも明らかにした。

最後に、適切なパイプ材料の開発についての2~3の実験結果の紹介を行なった。

2. パイプ寸法の決定

中空スタビライザの設計は、ばね定数を一定として断面形状のみを中実に換えることを基本とする。中実→中空による軽量化率を S_1 、中実スタビライザの総外径を d_0 、中空スタビライザのパイプ内径、外径および肉厚をそれぞれ、 d_1, d_2, l_0 とすると、 d_1, d_2 およびパイプの肉厚比、 l_0/d_2 は、以下の式で表わされる。

* 昭56年ばね技術研究講習会¹⁾、および1982 SAE PASSENGER CAR MEETING²⁾ (SAE PAPER 820763) で発表。

** 日本先端株式会社 (NHK Spring Co., Ltd)

4

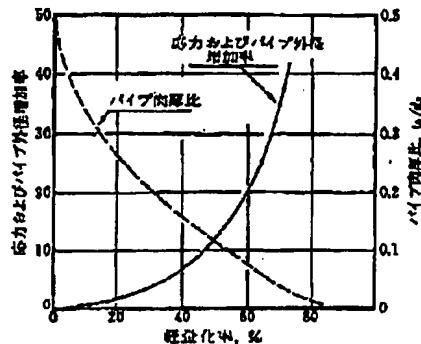


図1 パイプ寸法の決定(2)式および(3)式

$$d_1 = \sqrt{(2S_o - S_t^2)/2(1-S_o)} \cdot d_o \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$d_2 = \sqrt{(2-2S_o + S_t^2)/2(1-S_o)} \cdot d_o \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$t_o/d_o = (1 - \sqrt{(2S_o - S_t^2)/(2-2S_o + S_t^2)})/2 \quad \dots \dots \dots (3)$$

(2)式および(3)式の関係を図1に示す。計算上は、中実スタビライザに対する中空スタビライザの応力増加は、中実→中空による外径の増加率に等しい。

図1によれば、30%の軽量化を行なう場合、中空スタビライザの外径は中実スタビライザの外径より3.16%大きくなり、パイプの肉厚比は0.207となり、50%の軽量化では、パイプ外径は11.8%大きくなり、パイプの肉厚比は0.113となり、計算応力はそれぞれ、3.16%および11.8%増加する。

3. 中空スタビライザに働く応力

3.1 軽量化率と疲労特性

中空スタビライザの設計において、軽量化を増す、すなわち、パイプの肉厚(比)を小さくすることによって、スタビライザとしての疲労特性が低下することは容易に予想されることではあるが、軽量化と疲労特性の関係を定量的に把握することは、重要なポイントである。そこで、表1に示すような等径(24 mm)で肉厚の異なる4種のパイプ材(STKM 17A)と中実材(S

表1 供試材寸法

パイプ肉厚 ^{a)} mm	パイプ肉厚比	軽量化率 %
4.5	0.188	33
3.6	0.150	41
2.8	0.117	49
2.0	0.089	58
中 実 材	(0.5)	—

^{a)} パイプ外径はすべて24 mm
STKM 17A シームレス管およびS50C 中実材

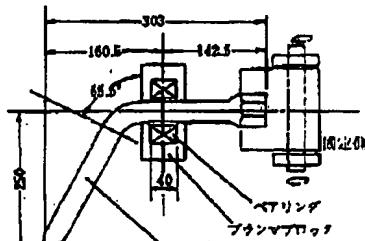


図2 疲労試験片形状

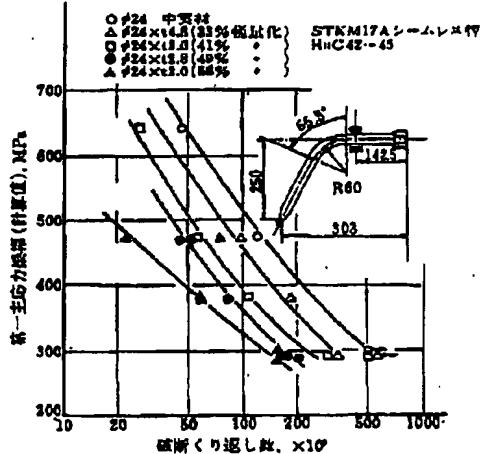


図3 軽量化と疲労特性の関係(STKM 17A シームレス管)

50C)について、疲労特性の比較を行なった。

疲労試験は、図3に示すようなスタビライザの片側半分の形状を有した単純なものを用い、両振り応力下で行なった。結果を図3に示す。図3における試験の応力値は中実スタビライザの設計で用いている計算式(付1)で求めたものである。計算上は、外径がすべて同一であることより、同一たわみで、応力は等しくなる。図3より、中空材の疲労特性が中実材よりも劣り、また中空材の肉厚比が小さくなるにつれて疲労特性は、さらに低下することがわかる。

3.2 中空スタビライザに働く応力

図3の疲労試験で用いた試験片は、すべて外径が等しいため、計算上は応力は同一たわみで、すべて等しくなる。しかし、図3の結果から考慮すると、中空材の応力は、その肉厚比に大きく依存するようである。

そこで、図3の5つの試験片について、三輪アゲージによる詳細な応力測定を行なった。図2の試験片の曲げR部のはば中央の断面について、円周方向に沿っ

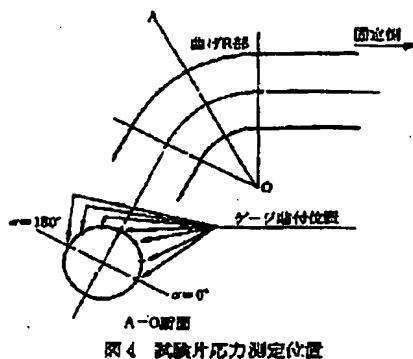


図4 実験片応力測定位置

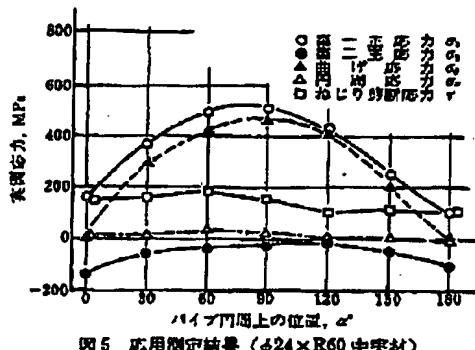
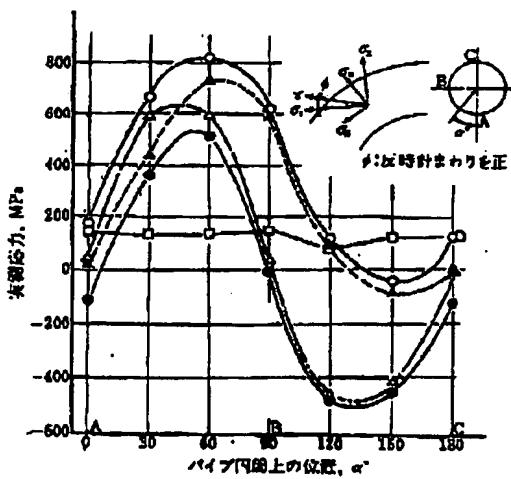
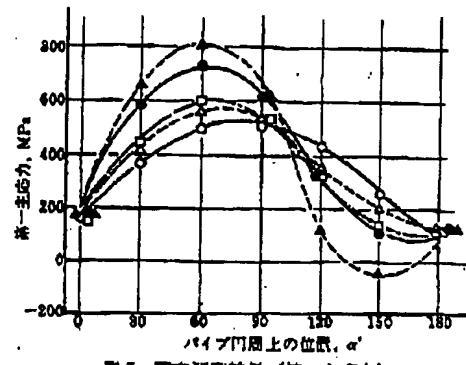
図5 応力測定結果 ($\phi 24 \times R60$ 中実材)図6 応力測定結果 ($\phi 24 \times 12.0 \times R60$ 中空材)

図7 応力測定結果 (第一主応力)

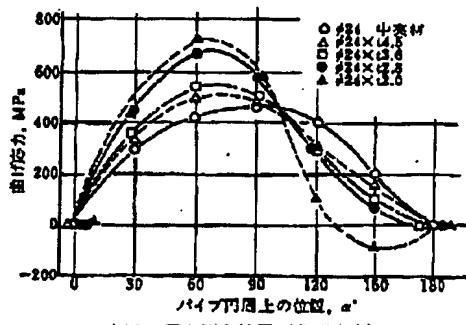


図8 応力測定結果 (曲げ応力)

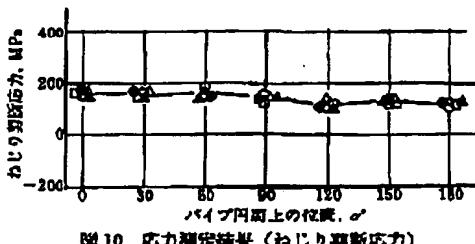
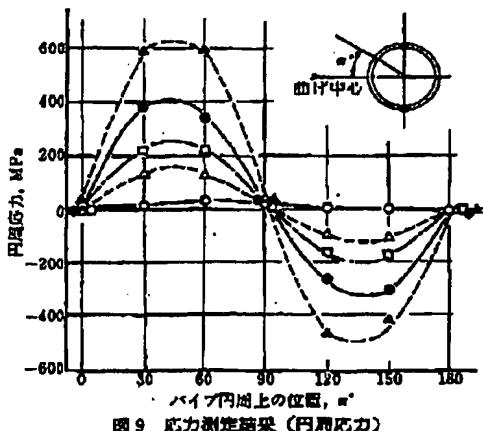
て曲げの最内側 ($\alpha = 0^\circ$) から曲げの最外側 ($\alpha = 180^\circ$) まで、30° 間隔で歪ゲージを貼付し、応力分布を実験した(図4)。曲げRの中央断面に、この試験片の最大応力が発生することは、図3の疲労試験において、すべてこの断面付近から折損に至ったことより、妥当と思われる。

$\phi 24 \times R60$ の中実材および $\phi 24 \times 12.0 \times R60$ の中空材(58% 軽量化)についての応力測定結果を図5および図6に示す。これより、中空材は、中実材に較べて、全く異なる応力状態を示し、応力値もかなり高めな値を示しているのがわかる。

中実材の応力は(図5)、付1の計算式で得られるように、曲げ応力 σ_c 、およびねじり剪断応力 τ_s 、によって構成されているのに対して、中空材(図6)の場合、これらの応力の他に、円周応力、 σ_r が生じる。

応力値も計算上は等しいのに対して(たわみ $\delta = 20$ mm で一定だから)、中空材は中実材に較べて、かなり大きな値を示している。

図7~図10は、それぞれ、5種の試験片について、第一主応力、 σ_1 、曲げ応力、 σ_c 、円周応力、 σ_r 、およびねじり剪断応力、 τ_s について応力分布を比較したもので



ある。図7および図8の σ_1 と σ_3 は、ほぼ類似した分布形状を示し、肉厚比が小さくなるにつれて応力が増加し。しかもピークが曲げの内側へ移動する。

中実材の場合、応力のピークは曲げの中心線上($\alpha=90^\circ$)付近に発生し、分布形状も対称形に近いのに対して(図7および図8の○印)、中空材の場合、ピークは曲げの内側、 $\alpha=60^\circ\sim70^\circ$ 付近に生じ、分布形状も非対称となる。図9に示した円周応力、 σ_3 については、中実材ではほとんど生じないのに対して、肉厚比が小さくなるにつれて増加する傾向が認められ、 $\alpha=45^\circ$ および 135° 付近でピークを示し、分布形状としてはサイン曲線に近い($\sigma_3=A \sin 2\alpha$)。ねじり剪断応力、 τ については、図10に示すように中実材と中空材の応力の違いはほとんど認められず、肉厚比による影響もない。すなわち、中空材の応力の増加(集中)は、特に曲げ応力に対して敏感であり、ねじり応力に対しては、ほとんど認められないといふことができる。

中空材の応力が中実材とくらべて増加する理由としては、図11に示すような負荷によるパイプ断面の弾性へんべいが考えられる。KARMAN³⁾⁽⁴⁾によれば、変形は曲げの軸から 45° 傾いた軸上で、だ円状に起るとされているが。この仮定は図9に示した円周応力分布の測定結果を説明するのに適切なようである。また、付1に

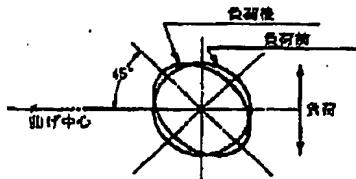
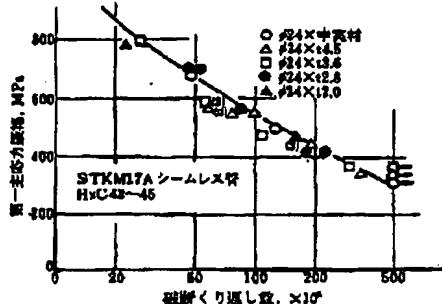


図11 パイプ断面の弾性へんべい (by KARMAN)



示す計算式は、基礎的な材料力学に基づいているため、パイプ断面は負荷によって変形しないという仮定の上に成り立っている。従って、中空スタビライザの場合には、円周応力の発生により(図9)、図11に近い現象が起るため、付1の計算式を中空スタビライザの設計に直接適用することはできない。

図7に示した第一主応力分布の最大値を用いて、図3の疲労試験結果を修正すると、図12が得られる。

図12により、5種の試験片の疲労特性が、ほぼ一本のS-N線図で表現できることがわかる。このことより中空スタビライザの耐久性が、中実スタビライザより低下する理由が、中空化によって起る応力の増加であることが、より明確となった。

4. 中空スタビライザの設計

4.1 パイプ係数の適用

前章で得た応力測定の結果を、中空スタビライザの設計に使用するために、(4)式に示すパイプ係数を適用する。

$$\lambda = 4(t_0/d_s \cdot R_0/d_s) / (1 - l_0/d_s)^2 \quad \dots \dots \dots (4)$$

ここで、 R_0 : 曲げの中心半径

パイプ係数は、曲り管の特性値で前述したKARMAN³⁾⁽⁴⁾によって提案されたもので、パイプの肉厚比、 t_0/d_s および曲げ比、 R_0/d_s によって構成され、中空スタビライザの肩曲げR部の形状を表すのに適切である。図7に示した応力測定結果に、厚肉管についての応力測定結果を加えて、表2にまとめる。表2を用いて、中

表2 应力测定结果

No.	パイプ外径 mm	パイプ肉厚 mm	パイプ肉厚比 t_0/d_0	曲げ半径 R mm	パイプ係数 λ	応力が最大となるパイプ円周上の位置 α°	第一主応力の最大値 M_{p1} (たぶん 20 mm の時)	中実材に対する主応力増加率
1	24	Solid	—	60	(20)	79	517.4	1.0
2	24	4.5	0.188	60	2.85	72	573.3	1.108
3	24	3.6	0.150	60	2.07	67.5	597.6	1.115
4	24	2.8	0.117	60	1.50	65	730.1	1.411
5	24	2.0	0.083	60	0.99	60.5	808.5	1.562
6	24	3.6	0.150	48	1.66	68	700.7	1.354
7	24	4.5	0.188	48	2.27	70	617.4	1.193
8	24	6.5	0.188	36	1.70	70	676.2	1.307

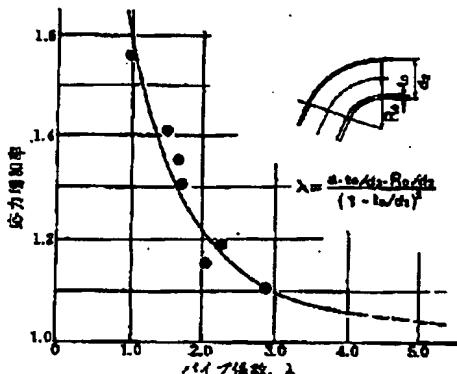


図 13 バイオ彌散と应力増加率

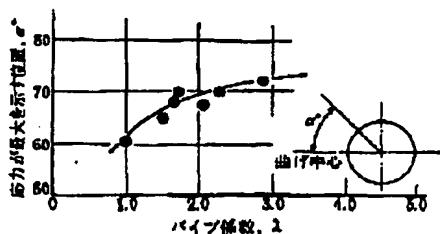


図 14 応力が最大を示すパイプ円周上の位置

実材に対する中空材の生応力(第一主応力、または最大主応力と呼ばれる)の増加率を、パイプ係数に対して表わすと、図13が得られる。図13の7つの実験データは、ほぼ一本の曲線で近似でき、中空化による応力増加率をパイプ係数で表わすことの正当性を示している。

図13の曲線は、近似的に(5)式で表わすことができる。

ただし、 $1 \leq \lambda \leq 3$ 、 σ_0 : 中空材の主応力
 σ_1 : 中空材の主応力

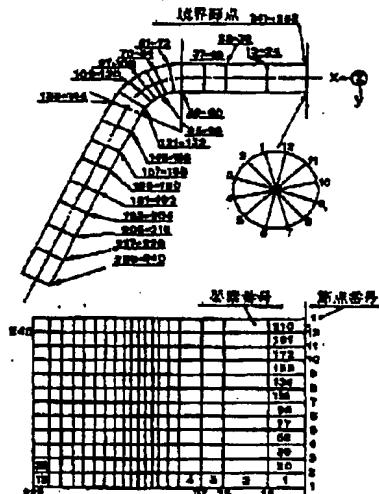
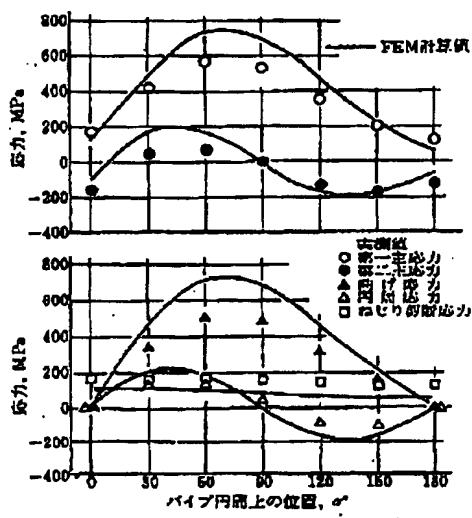
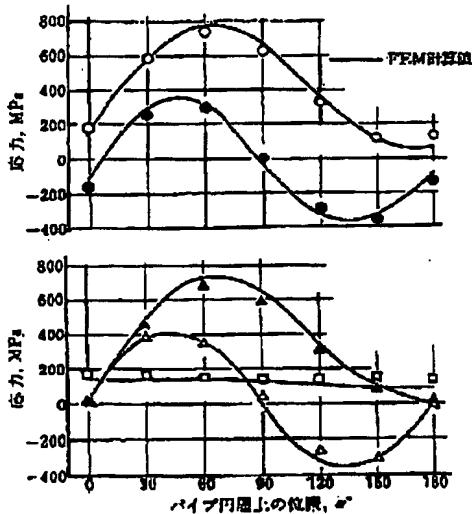


図 15 FEM 計算に用いた要素モデル

図 13 および(5)式より、中空化による設計応力の増加を 20% 以内におさえるためには、パイプ係数が、 2.08 以上になるようにならなければならない。図 14 は、主応力の最大値が発生するパイプ円周上の位置をパイプ係数に対して表わしたもので、中空スタビライザの応力規定を行なう場合は、図 14 に従って、ひずみゲージを貼付すれば良い。

4.2 有限要素法の適用

第3章で述べた応力測定の結果を、有限要素法(以下、FEM)で計算した値と比較した。ここで用いたFEM プログラムは、米国 California 大の Prof. Wilson らによって開発された SAP IV の薄肉シェル要素で、図 15 に、図 2 の試験片の分割モデルを示す。図 7~図 10 の実験結果と比較しながら、 $\phi 24 \times 14.5 \times R60$ および $\phi 24 \times 12.8 \times R60$ の試験片についての計算結果を、図 16 および図 17 に示す。これらより、FEM によ

図 16 FEM 計算応力と実測応力の比較
(φ24×14.5×R60)図 17 FEM 計算応力と、実測応力の比較
(φ24×12.8×R60)

る計算結果は、それぞれの応力について実測値と同一の傾向を示しているのがわかる。特に、図 17 の φ24×12.8×R60 の試験片については、計算値と実測値は非常に良く一致している。φ24×14.5×R60 の試験片については(図 16)、計算値は、実測値より 20% 程度大きな値を示しているが、これは、今回使用した FEM プログラムが、薄肉シェル要素であるため、φ24×14.5 の

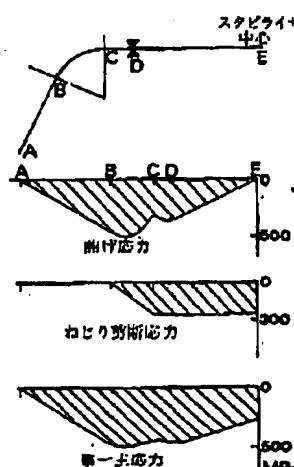


図 18 スタビライザ長手方向応力分布(計算値)

ような厚肉管に対しては、誤差を生じやすくなるためと思われる。

以上の結果は、FEM が中空スタビライザの設計に適用できることを明らかにした同時に、図 5~図 10 に示した応力測定結果の正当性を示した。

4.3 中空スタビライザの設計

スタビライザは、自動車の懸架機構の中において、他の部品との干渉を避けるため、一般に非常に複雑な形状をしている。しかし、基本的には、図 8 に示すように、ハの字形をしており、中央のトーション部(C-E)とアーム部(A-B)、および曲げ R 部(B-C)から成り立っている。図 18 は、一例として、長手方向の応力分布も示したもので、付 1 に示した計算式による結果である。図 18 において、A-B 間は、曲げ応力のみ、B-E 間は、曲げとねじりの組合せ応力状態となる。従来の中空スタビライザの場合には、曲げ R 部(B-C)および保持部(D)付近に主応力の最大値が生じ、折損に至る。中空スタビライザの場合は、前述したように、曲げ R 部の応力がさらに増加するわけであるから、曲げ R 部の応力のみに注目すればよいことになる。

4.1 で述べたパイプ係数によって得られる応力修正係数を中空スタビライザの設計に適用した一例を図 19 に示す。図 19 は、すでに量産化されている中空スタビライザ、二品種について、S-N 線図を示したもので、白印(○と△)は、疲労実験結果を、計算主応力値(付 1)を用いて整理した場合であり、黒印(●と▲)は、計算値にパイプ係数から得られる応力修正係数を乗じた主応力値を用いて整理したものである。図 19において、斜線で示した S-N 線図は、図 2 の単純形状の試験片を用いた結果で、主応力は実測値を用いたも

(52 ばね論文集 第28号

9

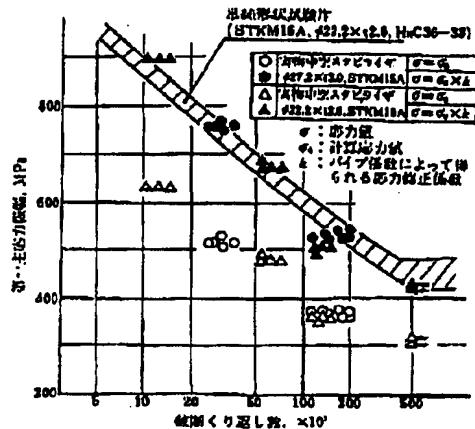


図 19 単純形状試験片と実物中空スタビライザの疲労特性比較

のである。これより、主応力値として計算値を用いた疲労試験結果（○と△）は、斜線で示した単純試験片のS-N線図とまったくかけはなれているのに対してパイプ係数による方法（●と▲）では、両者は非常に良く一致しているのがわかる。このことはパイプ係数を用いて中空スタビライザの応力を決定することが、実用上有益であることを意味している。

中空スタビライザの設計法としては、この他に前述したFEMによる詳細な応力計算によって可能であるが、実用上は、ここで示したパイプ係数による簡便法で、十分な精度で中空スタビライザの設計応力が、推定できると思われる。

5. 中空スタビライザ用パイプ材料の開発

中空スタビライザの実用化において、適切なパイプ材料入手することは、重要なポイントである。パイプ材料としては、大きく分類してシームレス管と高周波誘導溶接管（電鍍管）があるが、スタビライザのような強度部材に対しては、シームレス管を使用するのが一般的な考え方であった。しかし、シームレス管のコストが電鍍管の2~3倍もすること、および近年の造管技術の進歩により、電鍍管の品質が飛躍的に向上していること、などの理由によって、電鍍管を使用するという前提で、中空スタビライザの開発を進めてきた。

したがって、本章では、中空スタビライザ用電鍍管の開発に関する2~3の実験結果を紹介する。

電鍍管の品質管理において、溶接ビード部（図20）は、最も注意を払うべき部分ではあるが、反面、溶接ビード部の品質が安定すれば、シームレス管にくらべて、内面キズが少ない、および偏肉が少ない、など有利な点も多い。



図 20 STKM 13A 空鍍管溶接ビード部

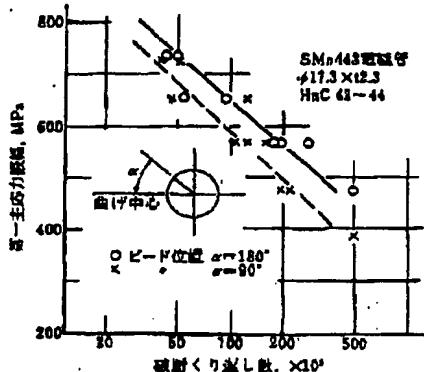


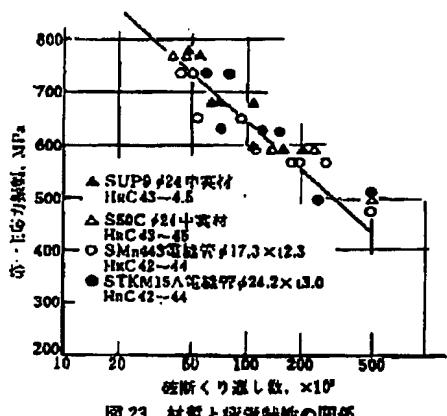
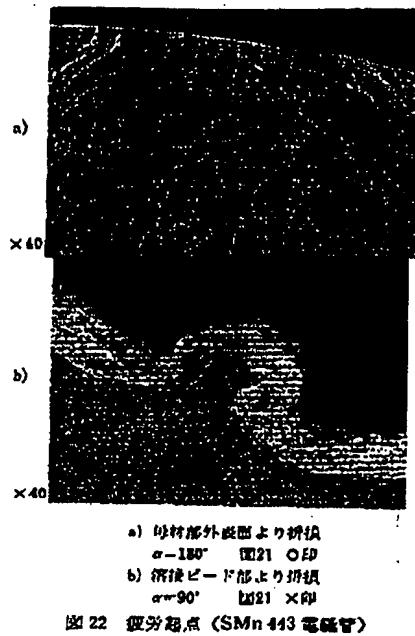
図 21 SMn 443 空鍍管疲労特性（溶接ビードの影響）

図21は、中空スタビライザ用材料として開発したSMn 443電鍍管（φ17.3×12.3）の疲労試験結果を示したものである。試験片は、図2に示した単純形状のものによる。ここでは、溶接ビード部のパイプ円周上の位置が疲労特性に与える影響について、考察した。

×印は、溶接ビード部を応力が比較的高い曲げの中心線上（ $\alpha=90^\circ$ ）に位置させた場合の結果を、○印は応力が最小である曲げの最大半径上（ $\alpha=180^\circ$ ）に位置させた場合の結果を示している。これより、溶接ビードの位置によって疲労特性が大きく異なることがわかる。図22に示す走査型電子顕微鏡による疲労起点の状況は、その理由を説明するのに適切である。すなわち溶接ビード部を応力の低い部分に位置させた場合は（○印、 $\alpha=180^\circ$ ）、すべて母材部の外表面より折損に至っているのに対して、溶接ビード部を応力の高い部分に位置させた場合は（×印、 $\alpha=90^\circ$ ）、すべて溶接ビード部内面より折損に至っている。

以上の結果は、この電鍍管の溶接ビード部の品質が不安定であることを意味し、中空スタビライザ用材料としては、不適当であることを示している。

図23は材質（化学成分）と疲労特性の関係を調べた結果で、SUP 9中実材、S 50C中実材、SMn 443電鍍



管、およびSTKM15A電気管の疲労特性を、同一硬さレベル(HRC 42~45)で比較したものである。図23より、スタビライザのような両振り応力下においては、材質の影響は少なく、硬さレベルが同一であれば、STKM15Aのような低炭素鋼(c0.25~0.35%)でも、ばね鋼とはほぼ同一な疲労特性を有することが確認された。

図23の実験結果は、図21の結果と同様に、中空スタビライザ用電気管の開発において、大きな指針とな

なった。すなわち、できるだけ合金元素(炭素当量)を下げて溶接ビード部の品質を安定させること、および、スタビライザとしての耐久性のための最低の焼入れ性能(水焼入れでHRC 45以上)が保証できること、を同時に満足する電気管の開発が必要となる。

現在、量産化されている中空スタビライザに使用されている電気管は、以上の実験結果に基づいて開発されたもので、STKM15Aに多少の特殊元素を加えて焼入れ性を向上させ、Φ34×16までの厚肉管に対しての焼入れ性が保証されている。また、図21に示した溶接ビード部の疲労強度に対する悪影響も改善されている。

6. 結論

本研究で得られた結果を以下に要約する。

(1) 中空スタビライザの疲労強度は、壁量化率を増す、すなわち、パイプの肉厚比が小さくなるほど低下する。

(2) これは、中空スタビライザの応力(第一主応力)が、壁量化率が増すにつれて増加するためである。

(3) 中空スタビライザの応力状態は、中実スタビライザのそれと、大きく異なり、曲げR部の応力は、曲げ応力、円周応力、およびねじり剪断応力によって構成される。

(4) 中空化による応力増加は、パイプ係数、λを用いて予測可能となる。

$$\lambda = 4(l_0/d_1 \cdot R_0/d_1)/(1 - l_0/d_1)^2$$

(5) 中空スタビライザの設計法としては、現在中実スタビライザで用いている計算式で得られる計算値に、パイプ係数より得られる応力修正係数を乗じて、行なう方法で、実用上十分な精度が得られる。

(6) 有限要素法による応力解析結果は、実測値と比較的良く一致し、有限要素法を中空スタビライザの設計に適用できることが確認された。

(7) 中空スタビライザ用パイプ材料としては、STKM15Aのような低合金鋼が適している。ただし、電気管としての溶接ビード部の品質安定性と同時に、スタビライザとしての最低の焼入れ性能(水焼入れでHRC 45以上)を満足する必要がある。

謝辞

本研究の遂行にあたって有益な助言、励ましを与えて下さった、日本発条協、研究開発本部長、大野明専務取締役、および第一研究室、小山博士室長、また、有限要素法の計算に関して、第三研究室、山本秀夫主任に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 井上闘次 ばね技術秋季講習会前刷 (1981)

- 2) K. Inoue et al. SAE TECH. PAPER 820763 (1982)
 3) Von KARMAN, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, 55-45 (1911)
 4) J. HARTOG, Advanced strength of Materials, McGraw-hill Book Co. (1952). 邦訳、応用材料力学(水野正夫訳)、複習室

付1. スタビライザ計算式

ばね定数, $K=1/24$

$$\begin{aligned}
 A = & L_s^3/3EI + L_1L_s/GI_s + L_2(L_1-L_s)^2/3EI \\
 & + R_o/EI \cdot (L_s^2/2 \cdot (\phi+1/2 \cdot \sin 2\phi)) \\
 & + L_sR_o \sin^2 \phi + R_s^2/2 \cdot (\phi-1/2 \cdot \sin 2\phi)) \\
 & + R_o/GI_s \cdot (L_s^2/2 \cdot (\phi-1/2 \cdot \sin 2\phi)) \\
 & + L_sR_o(\cos \phi - 1)^2 \\
 & + R_s^2(3/2 \cdot \phi - 2 \sin \phi + 1/4 \cdot \sin 2\phi)) \\
 & + (L_s - L_o)/EI \cdot ((L_s + R_o \tan \phi/2)^2 \\
 & + (L_s - L_o)(L_s + R_o \tan \phi/2)) \\
 & + (L_s - L_o)^2/3)
 \end{aligned}$$

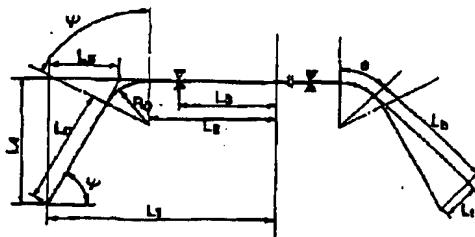
ここで, E : 緩弾性係数, G : 横弾性係数 I : 断面二次モーメント, $I_p=2J$

曲げR部の応力

$$\sigma_s = PL_s/Z, r = PL_s/Z_p, \sigma_t = \sigma_s/2 + \sqrt{\sigma_s^2/4 + r^2}$$

ここで, P : 荷重 ($= K\delta$), Z : 断面保積, $Z_p=2Z$.

付2.



付図 1

付表 1 JIS 化学成分

	C	Si	Mn	C _f	P	S
STKM 15A	0.25-0.35	>0.35	0.30-1.00	-	<0.040	<0.060
STKM 17A	0.45-0.55	>0.40	0.40-1.00	-	<0.040	<0.060
SMn 443	0.40-0.46	0.15-0.35	1.35-1.65	-	<0.030	<0.050
S 50C	0.47-0.53	0.15-0.35	0.60-0.90	-	<0.030	<0.035
Sup 9	0.50-0.60	0.15-0.35	0.65-0.95	0.70-1.00	<0.035	<0.035

編集後記

◇第28号をお届けします。論文9編でいずれも会員各位の熱心な研究成果をまとめられたものです。本号より各論文に英文シノプシスを記載し、今後益々盛んになる海外との技術交流の一助になればと思っています。

(吉田 守蔵)

編集委員会

委員長	東京電機大学
副委員長	三菱製鋼
委員	慶應義塾大学
〃	早稲田大学
〃	神奈川県工業試験所
〃	住友電気工業
〃	日本発条
〃	スミハツ
〃	中央労働
〃	愛知製鋼
事務局	加藤スマーリング製作所
	日本ばね工業会

大井 邦雄
上正原和典
久納 孝彦
廣瀬 正吉
吉川 信男
勝又 利昭
河原 要
小林 公雄
小嶋 智之
山本 俊郎
渡辺 信一
吉田 守蔵

昭和 58 年 3 月 31 日

発行所 社団法人 日本ばね工業会

ばね技術研究会

東京都千代田区神田練習町 61 黒川ビル 9階

電話 03 (251) 5234~6

印刷所 中島印刷株式会社

東京都品川区西五反田 4 丁目 31 桜 17 号

電話 03 (499) 0551

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKewed/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER: _____**

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.
As rescanning these documents will not correct the image
problems checked, please do not report these problems to
the IFW Image Problem Mailbox.**